

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Teleskopický výložník mobilního jeřábu

Telescopic Crane Boom

Student:

Bc. Oto Tiefenbach

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Oto Tiefenbach**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**

Specializace: **35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**

Téma: **Teleskopický výložník mobilního jeřábu**
Telescopic Crane Boom

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Zpracujte nezbytné technologické a pevnostní výpočty a konstrukčně navrhnete vícedílný teleskopický výložník mobilního jeřábu, pro zadané parametry:

- počet dílů teleskopického výložníku;
- nosnost zvedaného břemene.

- 1) Proveďte rešerši možných způsobů ovládání výsuvných dílců teleskopických výložníků.
- 2) Zpracujte potřebné pevnostní výpočty tažných prvků ovládajících změny poloh dílčích částí teleskopického výložníku.
- 3) Vytvořte sestavný výkres teleskopických výložníků.
- 4) Vypracujte výrobní výkres vybraného dílu teleskopického výložníku.

Seznam doporučené odborné literatury:

Pavlska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. VŠB 2004. ISBN 80-248-0537-5.

Jeřábek, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. ČVUT v Praze 1989, č. publikace: 6643.

ČSN ISO 11662-1 - Mobilní jeřáby - Experimentální určení výkonnosti jeřábu - Část 1: Zatížení a vyložení způsobující překlopení. Vydáno 1.6.1997.

ČSN EN 13000+A1 (270570) - Jeřáby - Mobilní jeřáby. Vydáno 1.10.2014.

Dražan, F., Kupka, L.: Jeřáby - Technický průvodce 13. SNTL Praha 1968.

Platné normy z oblasti jeřábů.

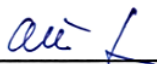
Firemní literatura.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2018



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Oto Tiefenbach

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hnojice 4

785 01 Šternberk

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TIEFENBACH, O. *Teleskopický výložník mobilního jeřábu: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2019, 58 s. Vedoucí práce: Hrabovský, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem teleskopického výložníku mobilní jeřábu. V první části je popsána rešerše teleskopických výložníků se zaměřením na počet výsuvných dílů a jejich ovládání výsuvu. V další části jsou výpočty, kde bylo spočítáno: ocelové lano, rozměry přímočarých hydromotorů pro vysouvání a sklápění, tažné elementy výložníku a návrh čepů. V poslední části je sestavný výkres teleskopického výložníku a výkres jednoho dílu výložníku.

ANOTATION OF DIPLOMA THESIS

TIEFENBACH, O. *Telescopic crane boom: Diploma Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2019, 58 s. Thesis supervisor: Hrabovský, L.

The diploma thesis is focussed on the design of mobile telescopic crane boom. The first part describes the telescoping crane boom systems with a different number of stages. The second part includes calculations of wire rope, dimensions of linear hydraulic motors for telescoping and elevation of the telescopic crane boom, pulling parts of mechanism and pin calculations. In the last part is attached assembly drawing of the telescopic crane boom and drawing of the selected machine part.

Obsah

Úvod.....	13
1 Úvod do problematiky	14
1.1 Cíle diplomové práce.....	15
2 Výložníky s pevným ramenem	16
3 Teleskopické výložníky	17
3.1 Dvoudílné	17
3.1.1 S přímočarým hydromotorem	17
3.2 Trojdílné	18
3.2.1 Se dvěma přímočarými hydromotory.....	18
3.2.2 S dvojčinným přímočarým teleskopickým hydromotorem.....	18
3.2.3 S jedním přímočarým hydromotorem a jednoduchou kladkou.....	19
3.2.4 Se třemi přímočarými hydromotory	19
3.2.5 Se dvěma přímočarými hydromotory a jednoduchou kladkou	20
3.2.6 S jedním přímočarým hydromotorem a dvojitou kladkou	20
3.2.7 Se dvěma přímočarými hydromotory a dvojitou kladkou.....	21
3.2.8 Se dvěma hydromotory, z toho jeden teleskopický s aretační funkcí	21
3.3 Vicedílné	22
3.3.1 S jedním přímočarým hydromotorem a aretačním mechanismem	22
4 Návrh funkce teleskopického vysouvání výložníku	23
5 Pevnostní výpočet lana	24
5.1 Pevnostní návrh lana dle ČSN ISO 4308/1	25
5.2 Výpočet koeficientu bezpečnosti lana dle ČSN EN 12385-4.....	27
6 Návrh hydromotoru pro výsuvný pohyb výložníku:.....	28
6.1 Výpočet reakcí v třetím dílu:	29
6.2 Výpočet reakcí v druhém dílu:	31
6.3 Výpočet třecích sil na kluzných kamenech výložníku:	32
6.4 Celková osová síla působící na pístnici umístěnou uvnitř výložníku:	33

7	Návrh sklápěcího mechanismu	35
7.1	Výpočet kolmého ramene od působící síly při zvedání	35
7.2	Výpočet sklápěcí síly a návrh hydromotoru	37
8	Návrh řetězů.....	39
8.1	Návrh výsuvného řetězu	39
8.2	Návrh vratného řetězu	40
9	Návrh tažné tyče	42
10	Kontrola čepů v uložení výložníku	45
10.1	Čepy namáhané při zvedání výložníku.....	45
10.1.1	Kontrola na ohyb.....	46
10.1.2	Kontrola na ohyb a smyk	47
10.2	Čep namáhaný při vysouvání výložníku	49
10.2.1	Kontrola na ohyb.....	50
10.2.2	Kontrola na ohyb a smyk	51
11	Závěr	53
	Seznam použité literatury.....	55
	Seznam obrázků	57
	Přílohy.....	58

Seznam použitých symbolů

Značka	Jednotka	Název
C	$[-]$	součinitel výběru lana
d	$[mm]$	minimální průměr lana
$D_{\check{c}}$	$[mm]$	průměr čepu
$D_{\check{c}v}$	$[mm]$	průměr čepu
D_{pv}	$[mm]$	minimální průměr pístu přímočarého hydromotoru
D_{pz}	$[mm]$	průměr pístu
D_v	$[mm]$	zvolený průměr pístu přímočarého hydromotoru
d_v	$[mm]$	průměr pístnice
D_z	$[mm]$	zvolený průměr pístu přímočarého hydromotoru
d_z	$[mm]$	vnější průměr závitu šroubu
D_{z1}	$[mm]$	průměr jádra šroubu
d_{z2}	$[mm]$	střední průměr závitu šroubu
f	$[-]$	koeficient tření na kluzných kamenech
F_A	$[N]$	reakce v kluzném kamenu
F_B	$[N]$	reakce v kluzném kamenu
F_{bmin}	$[N]$	minimální síla nutná pro přetržení řetězu
F_C	$[N]$	reakce v kluzném kamenu
F_D	$[N]$	reakce v kluzném kamenu
F_{g1}	$[N]$	tíhová síla prvního dílu výložníku
F_{g2}	$[N]$	tíhová síla druhého dílu výložníku
F_{g3}	$[N]$	tíhová síla třetího dílu výložníku
F_L	$[N]$	maximální tažná síla ve zvedacím laně
F_{min}	$[N]$	minimální síla pro přetržení lana
F_{R1}	$[N]$	celková osová síla v nutná k vysunutí výložníku
F_{R2}	$[N]$	osová síla v druhém dílu výložníku
F_{R3}	$[N]$	osová síla v prvním dílu výložníku
F_{RA}	$[N]$	třecí síla na kluzných kamenech
F_{RB}	$[N]$	třecí síla na kluzných kamenech
F_{RC}	$[N]$	třecí síla na kluzných kamenech
F_{RD}	$[N]$	třecí síla na kluzných kamenech
$F_{řvmax}$	$[N]$	maximální tažná síla řetězu
$F_{řz}$	$[N]$	maximální tažná síla řetězu

F_z	[N]	minimální osová síla nutná ke sklápění výložníku
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
H_{z1}	[mm]	šířka nosné části závitu
i	[-]	počet přímočarých hydromotorů
k	[-]	koeficient bezpečnosti lana
k_2	[-]	koeficient bezpečnosti čepu
$k_{\check{c}1}$	[-]	koeficient bezpečnosti čepu
$k_{\check{c}2}$	[-]	koeficient bezpečnosti čepu
$k_{\check{c}v2}$	[-]	koeficient bezpečnosti čepu
$k_{\check{r}}$	[-]	koeficient bezpečnosti řetězu
k_t	[-]	koeficient bezpečnosti tažné tyče
L_1	[mm]	vzdálenost kluzných kamenů
L_2	[mm]	vzdálenost kluzných kamenů
L_3	[mm]	vzdálenost kluzných kamenů
L_4	[mm]	vzdálenost kluzných kamenů
L_5	[mm]	vzdálenost kluzných kamenů
$L_{\check{c}}$	[mm]	délka uložení čepu v kyvném oku
$L_{\check{c}v}$	[mm]	délka uložení čepu v kyvném oku
L_{g1}	[mm]	vzdálenost těžiště
L_{g2}	[mm]	vzdálenost těžiště
L_{g3}	[mm]	vzdálenost těžiště
L_{g4}	[mm]	vzdálenost těžiště
L_p	[mm]	pracovní rozsah přímočarého hydromotoru
L_{pz}	[mm]	pracovní rozsah přímočarého hydromotoru
m	[kg]	zvedaná hmotnost břemene
m_1	[kg]	hmotnost prvního dílu výložníku
m_2	[kg]	hmotnost druhého dílu výložníku
m_3	[kg]	hmotnost třetího dílu výložníku
m_k	[kg]	hmotnost kladnice s hákem
m_m	[mm]	výška matice
M_o	$[N \cdot mm]$	ohybový moment
M_{o2}	$[N \cdot mm]$	ohybový moment v místě střihu
$M_{o\max}$	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment
M_{ov2}	$[N \cdot mm]$	ohybový moment v místě střihu
$M_{ov\max}$	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment

m_Q	[kg]	nosnost jeřábu
n	[-]	počet nosných průřezů lanového systému
o	[mm]	vertikální rozteč čepů
P	[MPa]	tlak hydraulické kapaliny
p	[mm]	horizontální rozteč čepů
p_{dz}	[MPa]	dovolené otláčení závitů
P_r	[mm]	rozteč závitů
P_z	[MPa]	otlačení závitů
q_v	[N·mm ⁻¹]	spojité zatížení
$q_{\check{c}1}$	[N·mm ⁻¹]	spojité zatížení
q	[mm]	přepona trojúhelníka
$R_{\check{c}A}$	[N]	reakce v čepu
$R_{\check{c}B}$	[N]	reakce v čepu
$R_{\check{c}C}$	[N]	reakce v čepu
$R_{\check{c}D}$	[N]	reakce v čepu
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_{et}	[MPa]	mez kluzu
R_o	[MPa]	minimální hodnota pevnosti drátu použitého v laně
S	[mm ²]	plocha průřezu čepu
S_t	[mm ²]	plocha průřezu tažené tyče
T	[N]	posouvající síly
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu čepu
W_{ov}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu čepu
x_1	[mm]	vzdálenost těžiště
x_2	[mm]	vzdálenost těžiště
x_3	[mm]	vzdálenost těžiště
x_4	[mm]	vzdálenost těžiště
x_5	[mm]	vzdálenost těžiště
z	[-]	počet závitů v matici
Z_p	[-]	minimální součinitel bezpečnosti lana
α	[°]	úhel naklopení výložníku
α_s	[°]	úhel naklopení výložníku
β	[°]	úhel naklopení výložníku
γ	[°]	úhel přímočarého hydromotoru při sklopeném stavu
γ_1	[°]	pomocný úhel

η	[-]	účinnost valivého uložení kladky
η_k	[-]	účinnost kladkostroje
$\sigma_{\varepsilon 1}$	[MPa]	maximální ohybové napětí v čepu
$\sigma_{\varepsilon 2}$	[MPa]	ohybové napětí v místě stříhu
$\sigma_{\varepsilon 3}$	[MPa]	maximální ohybové napětí v čepu
$\sigma_{\varepsilon 4}$	[MPa]	ohybové napětí v místě stříhu
σ_{dt}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{red}^{HMH}	[MPa]	redukované napětí dle HMH
$\sigma_{red \text{ č}2}^{HMH}$	[MPa]	redukované napětí dle HMH
σ_t	[MPa]	napětí v tahu tyče
$\tau_{\varepsilon 2}$	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{\check{v}2}$	[MPa]	smykové napětí

Úvod

Potřeba zdvihání břemen je stará jako lidstvo samo a objevuje se v celém průběhu stavitelství. První známé konstrukce jeřábu pocházejí z antického Řecka, ovšem již od roku 515 př. n. l. jsou nacházeny pozůstatky otvorů pro nůžkové krepny, s pozůstatky po drážkách pro pevnění lana a dalších systémech umožňujících zvedat břemena o váze i několik tun, umístěných především nad těžištěm zdvihaného břemene.

I v dnešní době je tato potřeba zdvihání břemen více než aktuální. Vývoj a nároky na teleskopické výložníky mají hlavně díky velkému uplatnění v různých odvětvích průmyslu stoupající tendenci, což dokazuje zvyšující se nosnost jeřábů, větší počet výsuvných dílů a tím i větší pracovní dosah jeřábu. Samozřejmostí jsou i systémy elektronického řízení, zamezující stavu přetížení a překlopení nosného vozidla.

Cílem diplomové práce je návrh a konstrukční řešení teleskopického výložníku mobilního jeřábu. Návrh teleskopického výložníku bude obsahovat výpočty nutné ke správnému dimenzování tažných prvků ovládajících změny poloh dílčích částí výložníku, dále výpočty potřebné k navržení mechanismů pro sklápění samotného teleskopického výložníku a další výpočty.

V první části diplomové práce je obsažena rešerše různých principů vysouvání teleskopických výložníků pro mobilní účely. V druhé části následuje zvolená konkrétní funkce teleskopického výložníku, v závěru diplomové práce jsou konkrétní výpočty zajišťující splnění bezpečné funkce daného návrhu.

V příloze diplomové práce je obsažen sestavný výkres teleskopického jeřábu a výkres jednoho dílu tohoto výložníku.

1 Úvod do problematiky

Teleskopické výložníky jsou součástí především mobilních jeřábů, umístěných na kolovém, pásovém nebo housenicovém podvozku. Jeřáb je stroj pro cyklickou činnost, konstruovaný pro zdvihání a přemisťování břemen v prostoru, která jsou zavěšena na háku nebo jiném uchopovacím prostředku. (1)

Použití teleskopických výložníků není ovšem omezeno jen na zdvihací účely, svoje uplatnění najde i na zdvihacích plošinách, manipulátorech, rypadlech a nakladačích. Hydraulický, nebo jiný poháněcí mechanismus zajišťuje v případě potřeby teleskopické vysouvání, popř. zasouvání jednotlivých dílců výložníku, čímž se sníží nebo zvýší jeho délka dosahu. Relativní kompaktnost tohoto řešení výložníku jej předurčuje k mobilním aplikacím.

Kolové jeřáby jsou obecně navrženy tak, aby byli schopné jízdy po pozemních komunikacích, tím pádem není potřeba speciálního vybavení a prostředků pro přepravu na místo určení, např. staveniště.

Na Obr. 1 je příklad konstrukce terénního automobilového obrázku firmy Terex RT-90.



Obr. 1 Terénní jeřáb Terex RT-90 (2)

1.1 Cíle diplomové práce

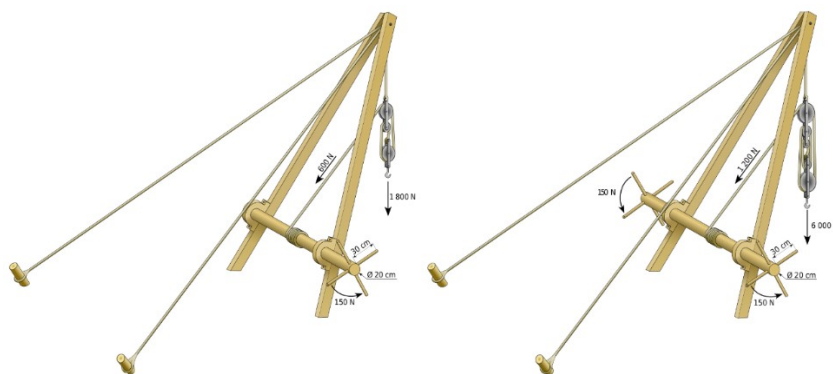
Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem teleskopického výložníku pro použití na mobilním jeřábu.

Cíle diplomové práce:

- Vypracovat rešerši možných způsobů ovládání výsuvných dílců teleskopického výložníku
- Konstrukčně navrhnout teleskopický výložník
- Pevnostně navrhnout tažné prvky ovládající změny poloh dílčích částí teleskopického výložníku
- Vytvořit sestavný výkres navrženého výložníku a dále vytvořit výkres vybraného dílu výložníku

2 Výložníky s pevným ramenem

Dobou rozkvětu jeřábu je období Starověkého Říma. Římané převzali Řeckou technologii a dále ji vyvíjeli. Princip funkce ale zůstává až do dnešní doby téměř stejný. Nejjednodušším římským jeřábem je Tripastos, kde jako navíjecí zařízení slouží jednoduchý rumpál fungující v součinnosti s tří-kladkovým kladkostrojem. Těžším vývojovým stupněm je Trispastos, rumpál je oboustranně obsluhovatelný a kladkostroj obsahuje až 5 kladek. (3)



Obr. 2 Princip funkce jeřábu Tripastos a Pentastos (3)

Velkým omezením byl ovšem stále pohon stroje, ať už se jednalo o lidskou nebo zvířecí sílu. Což ovšem změnila průmyslová revoluce a s ní použití parních strojů. Do dnešní doby se ovšem zachoval jeřáb s výložníkem s pevným ramenem, především ve formě pásových jeřábů, v menší míře u kolejových jeřábů.

Na Obr. 3 je zástupce pásového jeřábu firmy Sennebogen 6300HD o nosnosti až 300 [t].



Obr. 3 Pásový jeřáb SENNEBOGEN 6300 HD Crawler (16)

3 Teleskopické výložníky

Kapitola je rozdělena podle počtu dílů, které jsou v teleskopickém výložníku obsaženy. Zaměřena je především na hydraulický, popř. hydraulicko-mechanický pohon. Možných ovládání výsuvných dílců je víc, ovšem ne všechny jsou v této rešerši obsaženy.

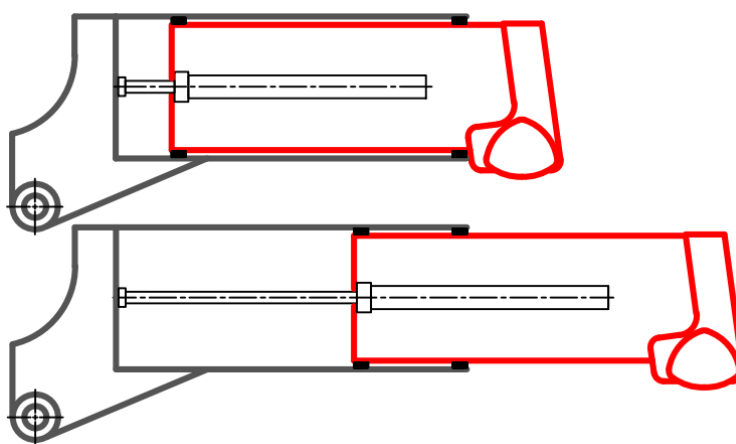
Především není nutné zmiňovat systémy zaniklé technickým vývojem (např. parní pohon, vodní pohon atd.). Dále se mohou různé principy mezi sebou navzájem kombinovat, nebo není potřeba je zmiňovat z důvodu jednoduchosti konstrukce (ruční vysouvání).

3.1 Dvoudílné

Dvoudílný výložník se skládá z jednoho pevného dílu a jednoho výsuvného dílu.

3.1.1 S přímočarým hydromotorem

Jedná se o nejjednodušší hydraulický výsuvný mechanismus a to pomocí vysunutí jednoho hydraulického přímočarého hydromotoru.



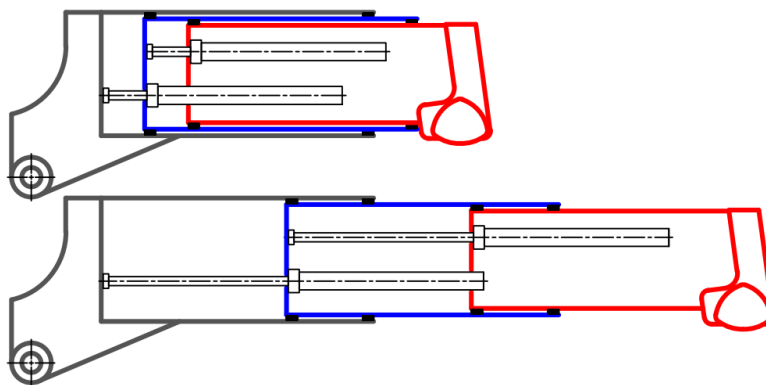
Obr. 4 Výložník s přímočarým hydromotorem

3.2 Trojdílné

Trojdílný výložník se skládá z jednoho pevného dílu a dvou dílů výsuvných.

3.2.1 Se dvěma přímočarými hydromotory

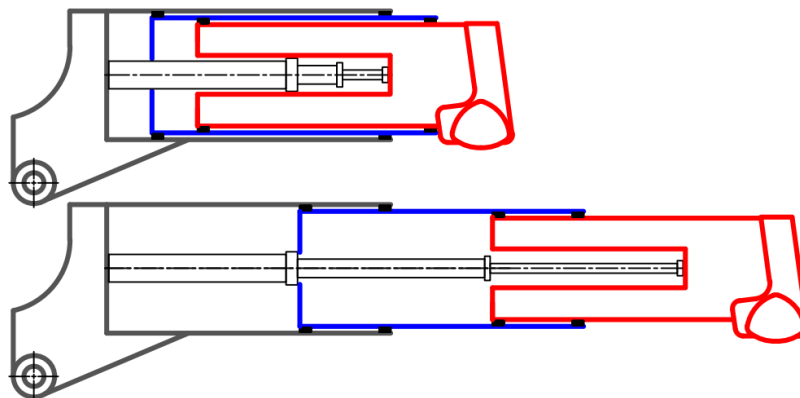
Díky dvě přímočarým hydromotorům je možné vysunout druhý nebo třetí díl zvlášť. Při přívodu hydraulické kapaliny do obou zároveň dojde k vysunutí druhého a třetího dílu zároveň.



Obr. 5 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory

3.2.2 S dvojčinným přímočarým teleskopickým hydromotorem

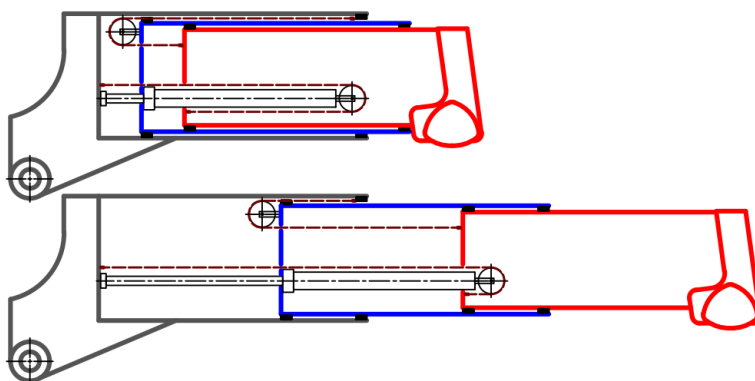
Použitím teleskopického přímočarého hydromotoru docílíme oproti principu na Obr.5 snížení hmotnosti a velikosti výložníku.



Obr. 6 Výložník s dvojčinným přímočarým teleskopickým hydromotorem

3.2.3 S jedním přímočarým hydromotorem a jednoduchou kladkou

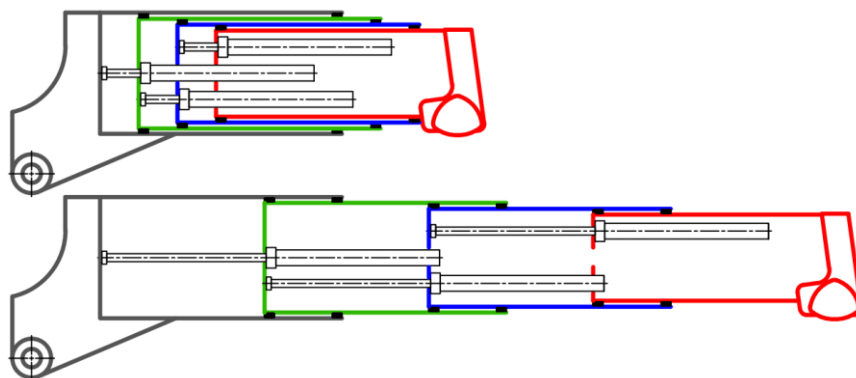
Vysunutí druhého dílu je zajištěno pomocí přímočarého hydromotoru, zároveň s ním se však vysouvá i díl třetí, a to díky řetězu/lanu. Protože řetěz i lano je schopno přenášet pouze tahové síly, nikoli však tlakové, je nutné pro zpětné zatažení třetího dílu výložníku zařadit další kladku s tažným prvkem.



Obr. 7 Výložník s jedním přímočarým hydromotorem a jednoduchou kladkou

3.2.4 Se třemi přímočarými hydromotory

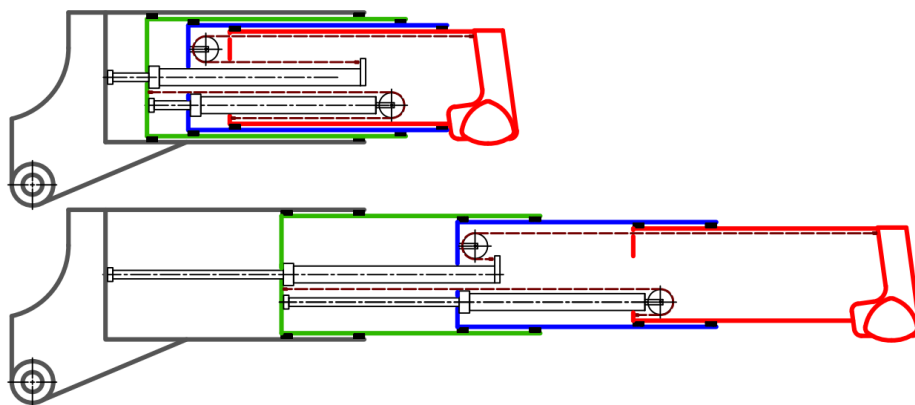
Jedná se pouze o teoretické řešení. Tři přímočaré hydromotory umožňují vysunutí každého výsuvného dílu zvlášť, zároveň však i vysunutí všech tří dílů zároveň. Z obrázku ale vyplívá, že přidáváním hydromotorů neúnosně vzrůstá hmotnost a velikost. Při zasunutí se totiž všechny válce musí vlézt do posledního (nejmenšího) vysouvaného dílu. Z těchto důvodů se používají lanové/řetězové mechanismy a další řešení.



Obr. 8 Výložník se třemi přímočarými hydromotory

3.2.5 Se dvěma přímočarými hydromotory a jednoduchou kladkou

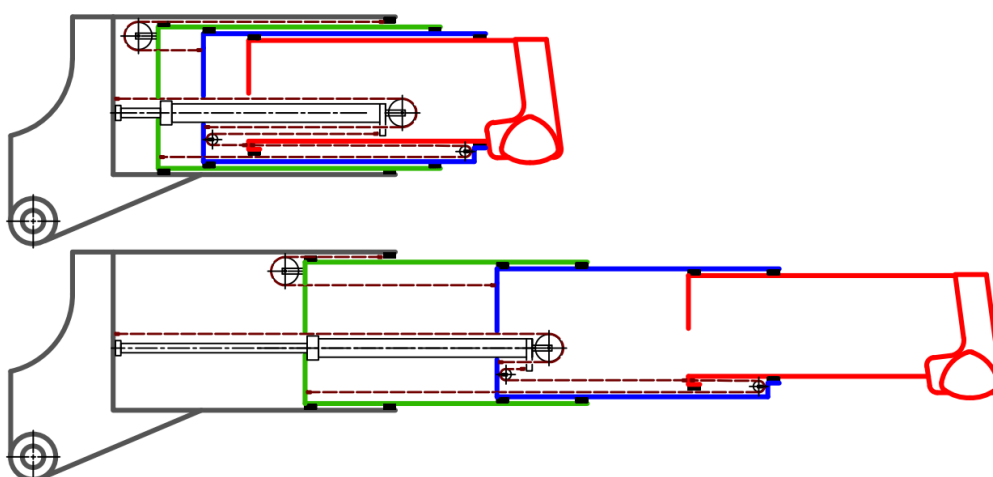
Při vysunutí horního hydromotoru se vysune pouze druhý díl výložníku (zelená barva), při vysunutí druhého hydromotoru se díky napojení na lano/řetěz vysouvá zároveň třetí a čtvrtý díl.



Obr. 9 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory a jednoduchou kladkou

3.2.6 S jedním přímočarým hydromotorem a dvojitou kladkou

Na přímočarý hydromotor je napojený lanový/řetězový systém, který způsobuje vysunutí a zasunutí všech částí zároveň. Opět je jako v předchozích případech nutné zajistit pomocí vratných kladek zpětné zasunutí.



Obr. 10 Výložník s jedním přímočarým hydromotorem a dvojitou kladkou

3.2.7 Se dvěma přímočarými hydromotory a dvojitou kladkou

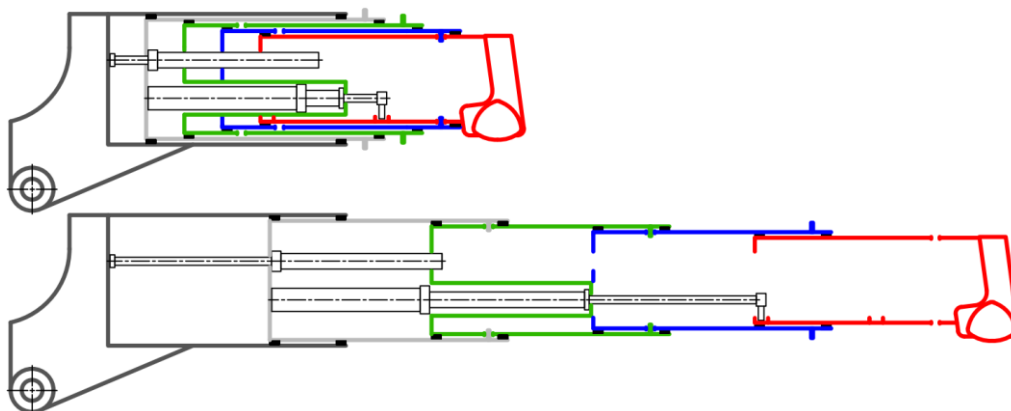
Horní přímočarý hydromotor slouží k vysunutí pouze druhého (šedého) dílu a je na něj napojená vratná kladka pro zpětné zasouvání dílu třetího(modrého). V případě vysunutí spodního přímočarého hydromotoru se opět podobně jako v předchozím případě vysouvají zbylé tři díly zároveň.



Obr. 11 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory a dvojitou kladkou

3.2.8 Se dvěma hydromotory, z toho jeden teleskopický s aretační funkcí

Toto řešení kombinuje použití dvou hydromotorů a aretačního zařízení. Horní hydromotor vysunuje pouze druhý díly(šedý). Spodní hydromotor je dvojčinný teleskopický, při vysunutí jeho první pístnice se vysune třetí díl výložníku(zelený), který je ovšem třeba zajistit, jinak by nemohla být ovládána poslední pístnice. I při vysunutí čtvrtého dílu je nutné tento díl aretovat. Poslední pátý díl výložníku je aretován samotnou pístnicí tak, že zůstává zasunuta v zámku pro posouvání.



Obr. 12 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory, z toho jeden teleskopický s aretační funkcí

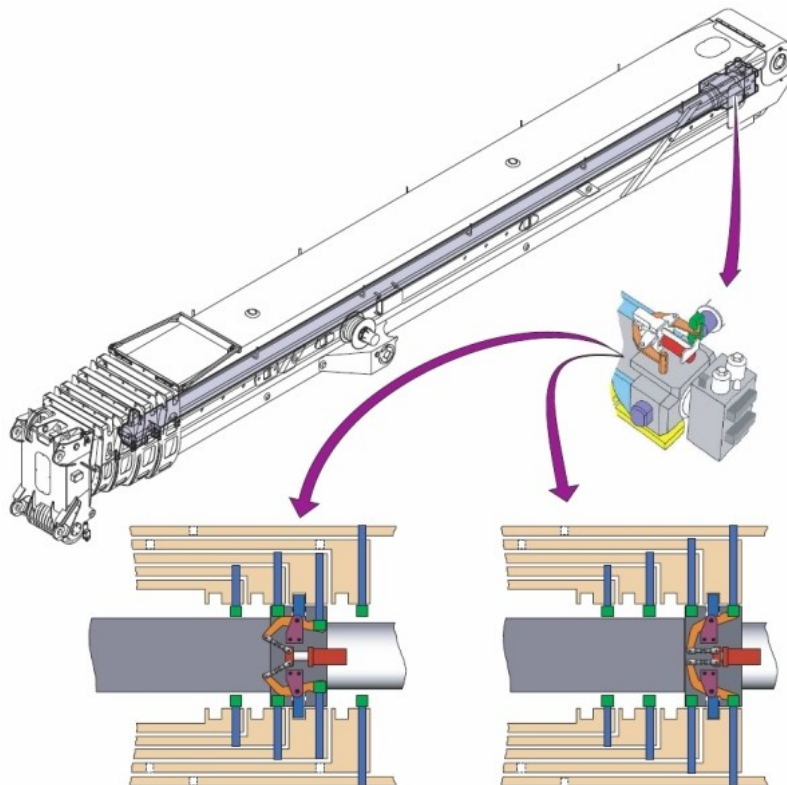
3.3 Vícedílné

3.3.1 S jedním přímočarým hydromotorem a aretačním mechanismem

Společnost Liebherr-Werk Ehingen v roce 1996, jako první výrobce mobilních jeřábů, uvedla novou technologii vysouvání teleskopického výložníku pomocí jednoho přímočarého hydromotoru a aretačního mechanismu. Systém zvaný Telematik pomocí čepů odjišťuje a zajišťuje jednotlivé části výložníku, čímž umožňuje vysouvání, zasouvání a následnou aretaci téměř libovolného počtu dílů výložníku. (4)

Výhodou těchto systémů je značné snížení hmotnosti výložníku, právě díky použití pouze jednoho hydromotoru. Tímto ušetřená hmotnost se dá použít na zesílení samotné konstrukce výložníku a tím zvýšení jeho nosnosti.

Na Obr.13 je znázorněný systém uzamykání Twin-Lock firmy Manitowoc fungující na podobném principu. Aretační čepy i posuvné čepy jsou umístěny na obou stranách aretačního zařízení. Pro ovládání jednotlivých prvků aretačního zařízení je možné použít kromě přímočarých zařízení i zařízení rotační. (5)



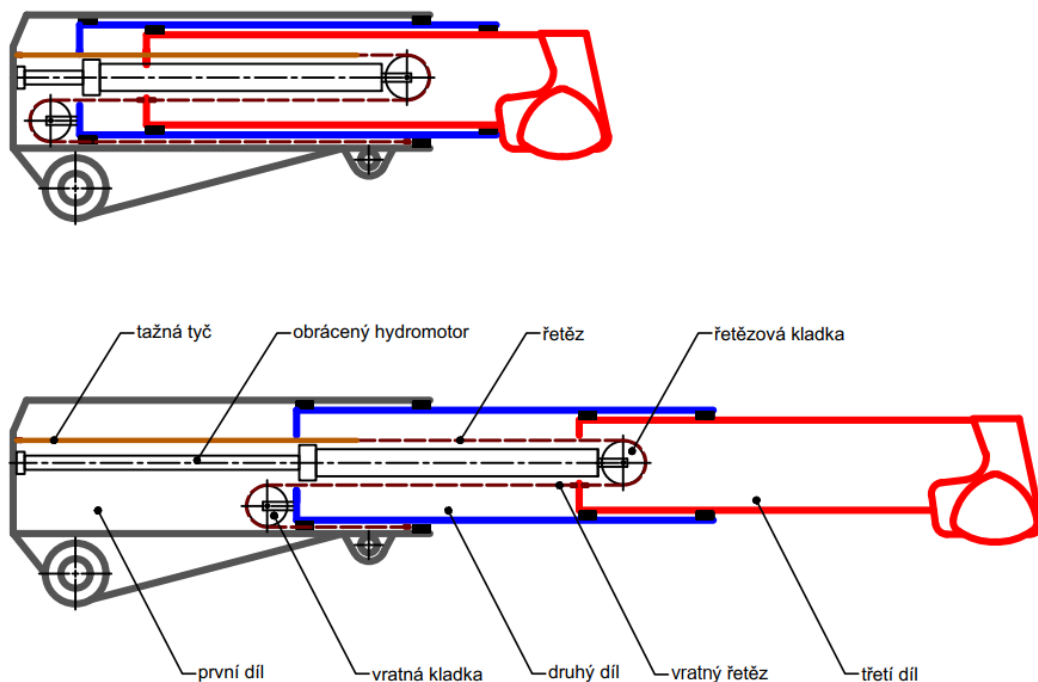
Obr. 13 Uzamykací systém výložníku Twin-Lock firmy Manitowoc Cranes (6)

4 Návrh funkce teleskopického vysouvání výložníku

Vzhledem ke splnění zadaných parametrů diplomové práce a zátěži 20 [t] je navržen teleskopický výložník s jednou pevnou a dvěma výsuvnými částmi.

Mechanismus zajišťující vysouvání se skládá z obráceného přímočarého hydromotoru spojeného s prvním a druhým dílem. Třetí díl je spojený s prvním dílem pomocí řetězu taženého přes kladku umístěnou na konci hydraulického válce, čímž je zajištěno jeho vysunutí. Zpětné zasunutí je zajištěno stejným principem, opět pomocí tzv. vratného řetězu a kladky.

Z úsporných důvodů je část řetězu nahrazena tyčí. Tento navržený systém se projevuje vysokou spolehlivostí, nízkou prostorovou zástavbou a nenáročností na údržbu. Nevýhodou je nemožnost vysunutí dílů jednotlivě, což ale v této aplikaci není překážkou.

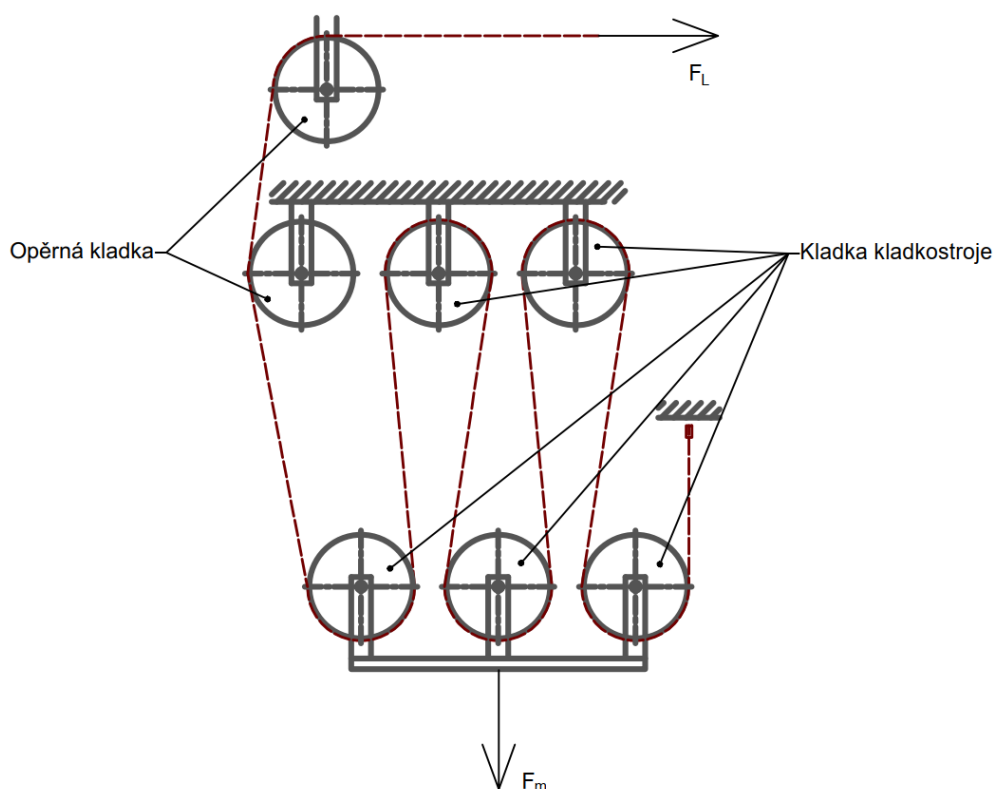


Obr. 14 Schéma funkce navrženého výložníku

5 Pevnostní výpočet lana

Pro správný výpočet tažné síly F_L je nejprve nutné určit účinnost kladkostroje, která je závislá na počtu nosných průřezů a na účinnosti uložení (valivé/kluzné) jednotlivých kladek (7). Kvůli snížení tahu v laně je navržen kladkostroj s šesti nosnými průřezy lana a pěti kladkami kladkostroje.

Aby bylo lano správně navedeno, jsou použity ještě další dvě vodící klady, které ovšem nemají vliv na funkci kladkostroje.



Obr. 15 Schéma kladkostroje

Účinnost kladkostroje:

$$\eta_k = \eta \cdot \frac{1 - \eta^n}{n \cdot (1 - \eta)} \quad (5.1)$$

$$\eta_k = 0,98 \cdot \frac{1 - 0,98^6}{6 \cdot (1 - 0,98)} = 0,932 [-]$$

- η – účinnost valivého uložení kladky
 n – počet nosných průřezů lanového systému

Zvedaná hmotnost je součet nosnosti jeřábu a hmotnosti kladnice s hákem.

$$m = m_Q + m_k \quad (5.2)$$

$$m = 20\,000 + 300 = 20\,300 \text{ [kg]}$$

m_Q – nosnost jeřábu
 m_k – hmotnost kladnice s hákem

Maximální tažná síla ve zvedacím laně:

$$F_L = \frac{m \cdot g}{n \cdot \eta_k} \quad (5.3)$$

$$F_L = \frac{20\,300 \cdot 9,81}{6 \cdot 0,932} = 35\,601 \text{ [N]}$$

g – gravitační zrychlení

5.1 Pevnostní návrh lana dle ČSN ISO 4308/1

Výpočet podle normy ČSN ISO 4308/1 zohledňuje koeficient minimální síly při přetržení pro danou konstrukci lana, minimální součinitel bezpečnosti z hlediska třídění jeřábů a jeřábových mechanismů a minimální hodnotu pevnosti v tahu drátu použitého v laně. (8)

Klasifikace jeřábu je uvažována pro střední provoz ve skupině pohyblivých lan pro sklápění a teleskopování. Skupina mechanismů M3, kde provozní $Z_p=3,55$ [-].

Pro pramenné lano s duší z nezávislého drátěného lana 6x36WS+IWRC je $K_2=0,356$ [-], uvažovaná minimální hodnota pevnosti drátu v tahu $R_0=1770$ [MPa].

Součinitel výběru lana:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K_2 \cdot R_0}} \quad (5.4)$$

$$C = \sqrt{\frac{3,55}{0,356 \cdot 1770}} = 0,0751 [-]$$

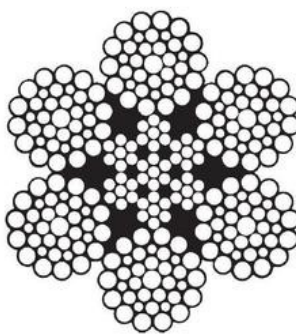
- Z_p – minimální součinitel bezpečnosti lana
 K_2 – empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce lana
 R_0 – minimální hodnota pevnosti drátu použitého v laně [N·mm²]

Minimální průměr lana:

$$d = \sqrt{F_L} \cdot C \quad (5.5)$$

$$d = \sqrt{35\,601} \cdot 0,0751 = 14,16 [mm]$$

Volím lano průměru 16 mm 6x36 Warrington-Seal Zn.



Obr. 16 Průřez lanem Warrington-Seal (9)

5.2 Výpočet koeficientu bezpečnosti lana dle ČSN EN 12385-4

Minimální síla pro přetržení lana dle ČSN EN 12385-4: (10)

$$F_{min} = \frac{K_2 \cdot d^2 \cdot R_0}{1000} \quad (5.6)$$

$$F_{min} = \frac{0,356 \cdot 16^2 \cdot 1770}{1000} = 161,312 \text{ [kN]}$$

Koeficient bezpečnosti lana:

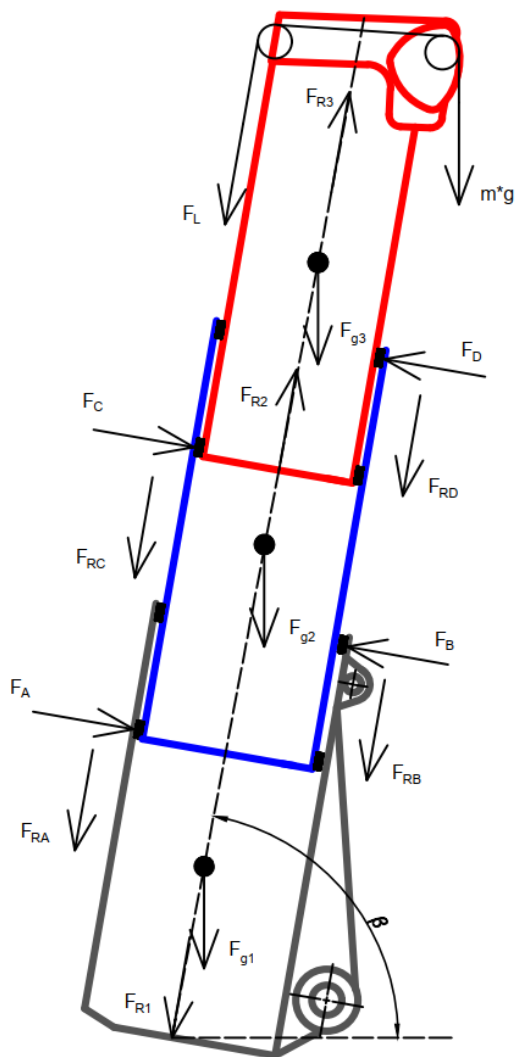
$$k = \frac{F_{min}}{F_L} \quad (5.7)$$

$$k = \frac{161\,312}{35\,601} = 4,5 \text{ [-]}$$

Pevnost lana je dle očekávání vyhovující, protože je lano počítáno již dle ČSN ISO 4308/1. Vzhled ale k dimenzování lana pro nejvyšší bližší průměr se změnil i koeficient bezpečnosti na 4,5.

6 Návrh hydromotoru pro výsuvný pohyb výložníku:

K zjištění osově síly působící na přímočarý hydromotor je nutné zohlednit sílu v laně působící od břemene, tíhy jednotlivých dílů v místě jejich působení a v neposlední řadě úhel naklopení samotného výložníku. Protože je nutné vycházet z mezních stavů, bude následující výpočet v plném vysunutí a v maximálním sklonu α .



Obr. 17 Působící síly v teleskopickém výložníku

Hmotnosti jednotlivých dílů výložníku:

Hmotnost prvního dílu výložníku:	$m_1 = 1\,604 \text{ [kg]}$
Hmotnost druhého dílu výložníku:	$m_2 = 846 \text{ [kg]}$
Hmotnost třetího dílu výložníku:	$m_3 = 792 \text{ [kg]}$

Tíhová síla jednotlivých dílů výložníku:

$$F_{g1} = m_1 \cdot g \quad (6.1)$$

$$F_{g1} = 1604 \cdot 9,81 = 15\,735 \text{ [N]}$$

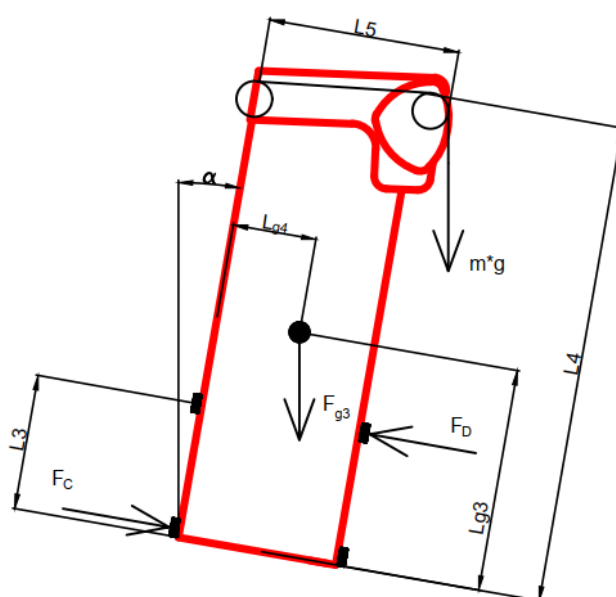
$$F_{g2} = m_2 \cdot g \quad (6.2)$$

$$F_{g2} = 846 \cdot 9,81 = 8\,299 \text{ [N]}$$

$$F_{g3} = m_3 \cdot g \quad (6.3)$$

$$F_{g3} = 792 \cdot 9,81 = 7\,770 \text{ [N]}$$

6.1 Výpočet reakcí v třetím dílu:



Obr. 18 Působící síly v třetím dílu výložníku

Momentová rovnice:

$$\sum M = 0 \quad (6.4.)$$

$$F_D \cdot L_3 - F_{g3} \cdot L_{g4} \cdot \cos \alpha - F_{g3} \cdot L_3 \cdot \sin \alpha - m \cdot g \cdot L_5 \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot L_4 \cdot \sin \alpha = 0$$

Výpočet reakce F_D :

Vyjádření síly F_D z rovnice (6.4) dostaneme vztah (6.5).

$$F_D = \frac{F_{g3} \cdot L_{g4} \cdot \cos \alpha + F_{g3} \cdot L_3 \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot L_5 + m \cdot g \cdot L_4 \cdot \sin \alpha}{L_3} \quad (6.5)$$

$$F_D = \frac{7770 \cdot 220 \cdot \cos 10 + 7770 \cdot 1776 \cdot \sin 10 + 20300 \cdot 9,81 \cdot \cos 10 \cdot 710 + 20300 \cdot 9,81 \cdot 6600 \cdot \sin 10}{1776}$$

$$F_D = 209\,210 \text{ [N]}$$

Součet sil v ose y:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (6.6)$$

$$-F_C + F_D - F_{g3} \cdot \sin \alpha - m \cdot g \cdot \sin \alpha = 0$$

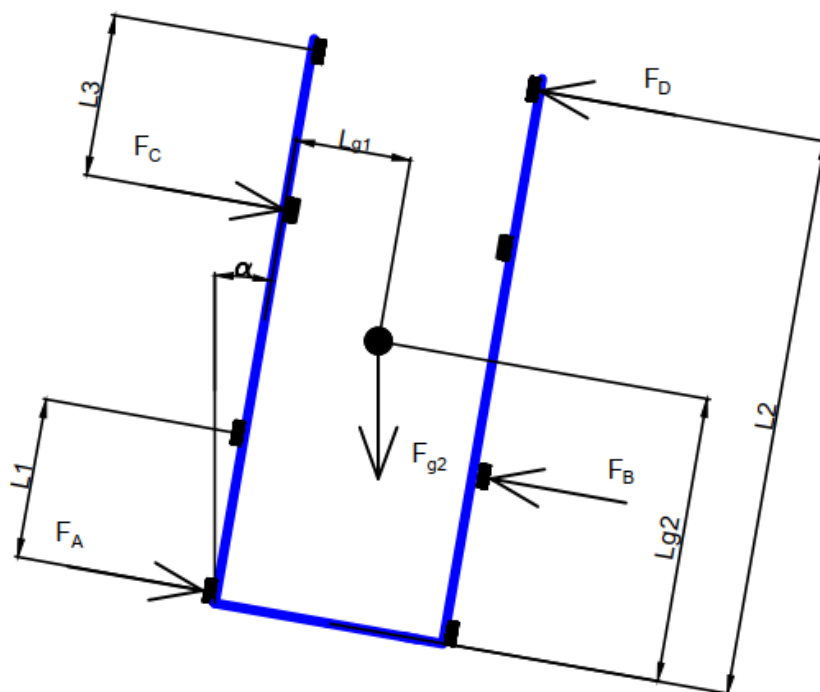
Výpočet reakce F_C :

Vyjádření síly F_C z rovnice (6.6) dostaneme vztah (6.7).

$$F_C = F_D - F_{g3} \cdot \sin \alpha - F_m \cdot \sin \alpha \quad (6.7)$$

$$F_C = 209\,210 - 7770 \cdot \sin 10 - 20\,300 \cdot 9,81 \cdot \sin 10 = 173\,280 \text{ [N]}$$

6.2 Výpočet reakcí v druhém dílu:



Obr. 19 Působící síly v druhém dílu výložníku

Momentová rovnice:

$$\sum M = 0$$

(6.8)

$$F_B \cdot L_1 - F_{g2} \cdot L_{g1} \cdot \cos \alpha - F_{g2} \cdot L_{g2} \cdot \sin \alpha - F_C \cdot (L_2 - L_3) + F_D \cdot L_2 = 0$$

Výpočet reakce FB:

Vyjádření síly F_B z rovnice (6.8) dostaneme vztah (6.9)

$$F_B = \frac{F_{g2} \cdot L_{g1} \cdot \cos \alpha + F_{g2} \cdot L_{g2} \cdot \sin \alpha + F_C \cdot (L_2 - L_3) - F_D \cdot L_2}{L_1}$$

(6.9)

$$F_B = \frac{8299 \cdot 240 \cdot \cos 10 + 8299 \cdot 3400 \cdot \cos 10 + 173280 \cdot (6605 - 1776) - 209210 \cdot 6605}{1815}$$

$$F_B = -296\,529 \text{ [N]}$$

Součet sil v ose y:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (6.10)$$

$$-F_A + F_B - F_{g2} \cdot \cos \alpha - F_C + F_D = 0$$

Výpočet reakce F_A:

Vyjádření síly F_A z rovnice (6.10) dostaneme vztah (6.11).

$$F_A = F_B - F_{g2} \cdot \cos \alpha - F_C + F_D \quad (6.11)$$

$$F_A = -296\,529 - 8299 \cdot \cos 10 - 173\,280 + 209\,210 = -262\,040 \text{ [N]}$$

6.3 Výpočet třecích sil na kluzných kamenech výložníku:

Vypočtené reakce jsou vynásobeny součinitelem tření pro kluzný plast.

$$F_{RA} = F_a \cdot f \quad (6.12)$$

$$F_{RA} = 262\,040 \cdot 0,1 = 26\,204 \text{ [N]}$$

$$F_{RB} = F_B \cdot f \quad (6.13)$$

$$F_{RB} = 296\,529 \cdot 0,1 = 29\,653 \text{ [N]}$$

$$F_{RC} = F_C \cdot f \quad (6.14)$$

$$F_{RC} = 173\,280 \cdot 0,1 = 17\,328 \text{ [N]}$$

$$F_{RD} = F_D \cdot f \quad (6.15)$$

$$F_{RD} = 209\,210 \cdot 0,1 = 20\,921 \text{ [N]}$$

6.4 Celková osová síla působící na pístnici umístěnou uvnitř výložníku:

$$F_{R2} = F_{RA} + F_{RB} + F_{g2} \cdot \cos \alpha \quad (6.16)$$

$$F_{R2} = 26\,204 + 29\,653 + 8299 \cdot \cos 10 = 64\,030 \text{ [N]}$$

$$F_{R3} = F_{RC} + F_{RD} + F_{g3} \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (6.17)$$

$$F_{R3} = 17\,328 + 20\,921 + 7770 \cdot \cos 10 + 20300 \cdot 9,81 \cdot \cos 10 = 242\,018 \text{ [N]}$$

$$F_{R1} = F_{R2} + F_{R3} \quad (6.18)$$

$$F_{R1} = 60\,030 + 242\,018 = 306\,048 \text{ [N]}$$

Průměr pístu přímočarého hydromotoru:

$$D_{pv} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{R1}}{\pi \cdot P}} \quad (6.19)$$

$$D_{pv} = \sqrt{\frac{4 \cdot 306\,048}{\pi \cdot 30}} = 114 \text{ [mm]}$$

P – tlak hydraulické kapaliny [MPa]

Provozní tlak hydraulické kapaliny byl zvolen $p = 30 \text{ [MPa]}$.

Zvolen je nejbližší vyšší běžný rozměr pístu $D_v = 120$ mm. Vzhledem k tomu, že se jedná o hydromotor nestandardních rozměrů, je nutné jej nechat vyrobit na zakázku u firmy Charvát Group s.r.o. (11), která se specializuje mimo jiné na přímočaré hydromotory pro dosažení maximálních zdvihů, např. na nástavby stavebních automobilů, komunální techniku, mobilní plošiny apod.

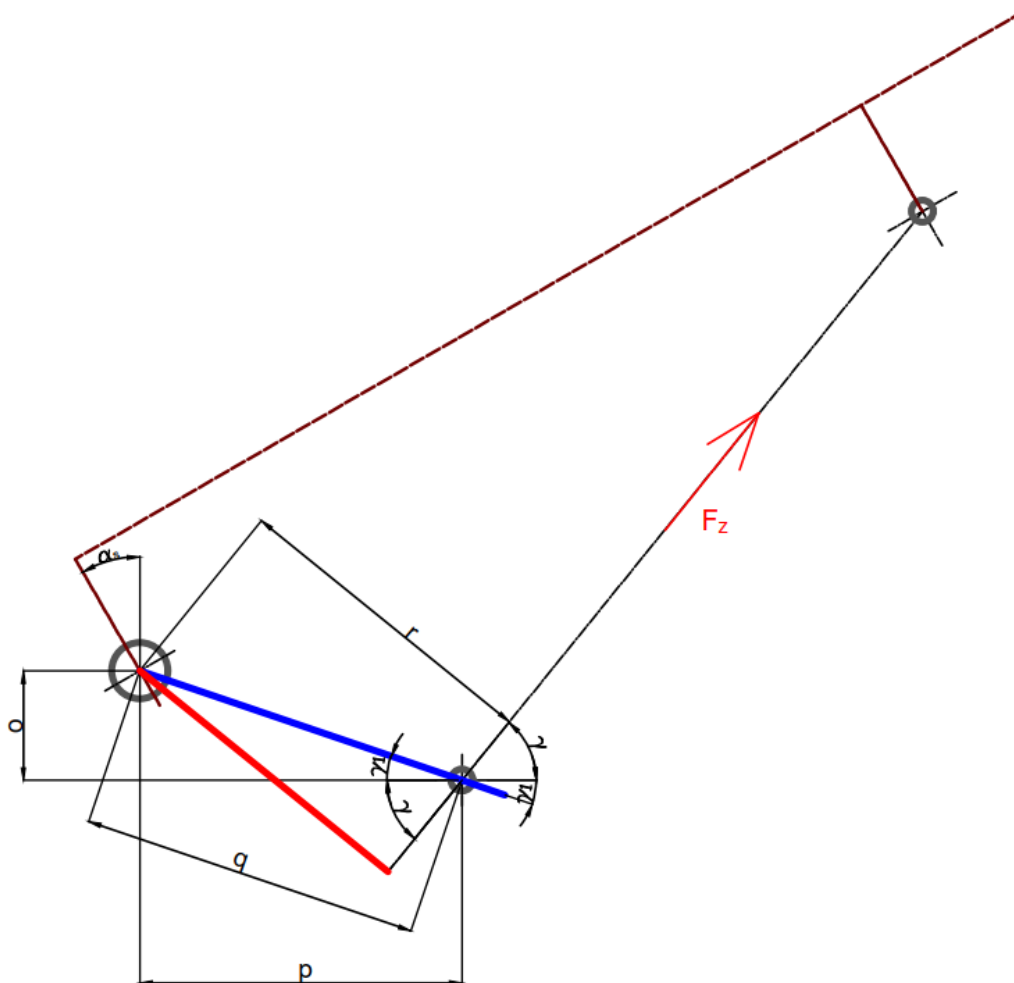
Parametry přímočarého hydromotoru:

Průměr pístu:	D_v	=	120	[mm]
Průměr pístnice:	d_v	=	96	[mm]
Pracovní rozsah:	L_p	=	4 870	[mm]
Typ:	dvoučinný			

7 Návrh sklápěcího mechanismu

7.1 Výpočet kolmého ramene od působící síly při zvedání

Při výpočtu osově síly působící na přímočarý hydromotor, který slouží pro sklápění teleskopického výložníku nahoru a dolů se vychází z rovnováhy klopného momentu působících sil. Aby bylo možné momentovou podmínku zavést, je nutné nejprve spočítat kolmé rameno r k otočnému čepu od působící síly přímočarého hydromotoru F_z . Protože je rameno r funkcí proměnnou závislou na úhlu sklonu výložníku α , vychází se z nejnepříznivější polohy ve stavu sklopeném při $\alpha_s = 4^\circ$, kde je síla F_z největší. Hmotnost m_s břemene při plně vysunutém výložníku je použita ze zdvihové mapy teleskopického výložníku podobných rozměrů a zatížení firmy ČKD Mobilní jeřáby a.s. (12). Úhel γ je odečten z geometrie sklápěcího mechanismu v programu Autocad Mechanical.



Obr. 20 Geometrie sklápěcího mechanismu

Přímá roztečná vzdálenost mezi čepy:

p	=	1030	[mm]
o	=	350	[mm]

- p – horizontální rozteč čepů
o – vertikální rozteč čepů

Z Obr. 20 vyplívá velikost přepony, která je dána vzorcem (7.1)

$$q = \sqrt{o^2 + p^2} \quad (7.1)$$

$$q = \sqrt{350^2 + 1030^2} = 1087,84 \text{ [mm]}$$

Výpočet kolmého ramene r od působící síly F_Z :

Pomocí uhel γ_1

$$\gamma_1 = \arctg \frac{o}{p} \quad (7.2)$$

$$\gamma_1 = \arctg \frac{350}{1030} = 18,77 [^\circ]$$

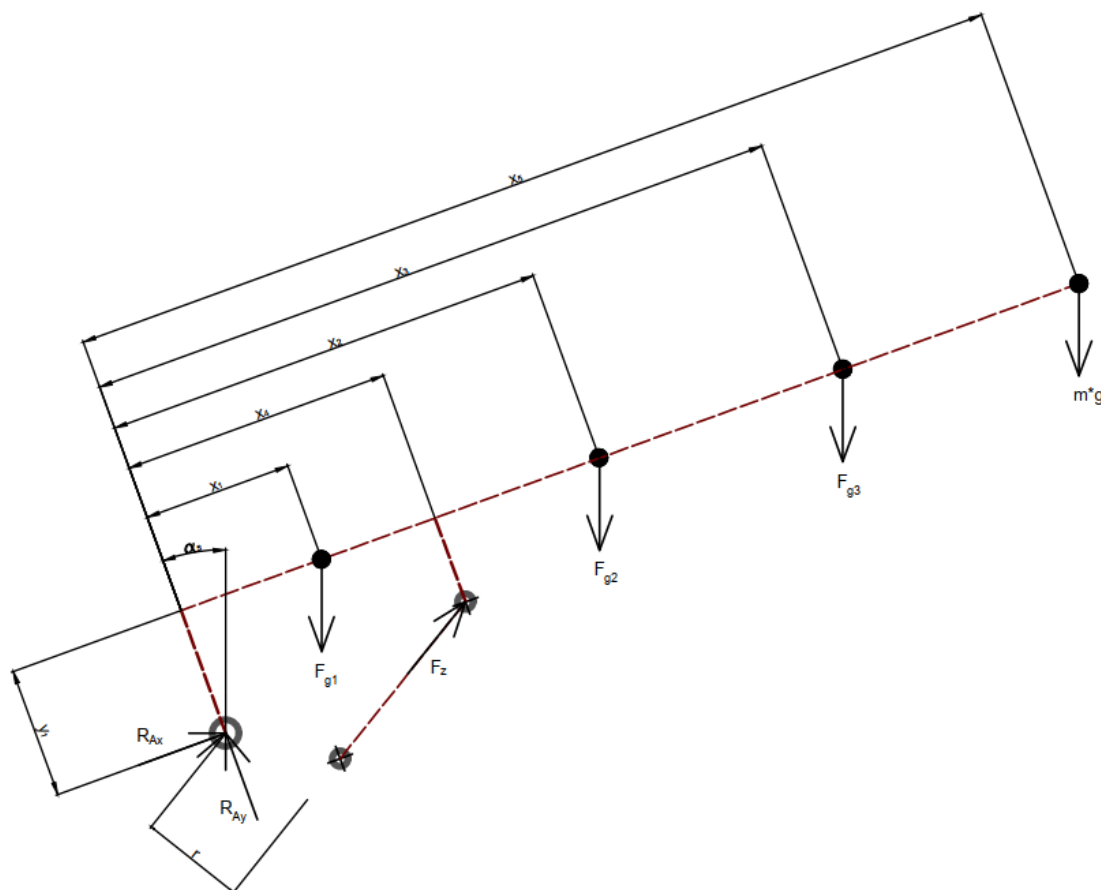
Z Obr. 20 pomocí goniometrických funkcí lze vyjádřit kolmé rameno od přímočarého hydromotoru pro zvedání výložníku.

$$\sin(\gamma + \gamma_1) = \frac{r}{q} \quad (7.3)$$

$$r = q \cdot \sin(\gamma + \gamma_1)$$

$$r = 1087,84 \cdot \sin(17 + 18,77) = 636 \text{ [mm]}$$

7.2 Výpočet sklápěcí síly a návrh hydromotoru



Obr. 21 Působící síly při sklápění

Z Obr. 21 je sestavena momentovou rovnice M_{o1} pro výpočet osové síly přímočarého hydromotoru F_z pro zvedání výložníku.

Momentová rovnice M_{o1} :

$$\begin{aligned} \sum M_{o1} = 0 \\ -F_{g1} \cdot x_1 \cdot \cos \alpha_s + F_{g1} \cdot y_1 \cdot \sin \alpha_s + F_z \cdot r - F_{g2} \cdot x_2 \cdot \cos \alpha_s + F_{g2} \cdot y_1 \cdot \sin \alpha_s - F_{g3} \cdot x_3 \cdot \cos \alpha_s + F_{g3} \cdot y_1 \cdot \sin \alpha_s - m_s \cdot g \cdot x_5 \cdot \cos \alpha_s + m_s \cdot g \cdot y_1 \cdot \sin \alpha_s = 0 \end{aligned} \quad (7.4)$$

Osová síla přímočarého hydromotoru F_z :

$$F_z \cdot r = F_{g1} \cdot x_1 \cdot \cos \alpha_s - F_{g1} \cdot y_1 \cdot \sin \alpha_s + F_{g2} \cdot x_2 \cdot \cos \alpha_s - F_{g2} \cdot y_2 \cdot \sin \alpha_s + F_{g3} \cdot x_3 \cdot \cos \alpha_s - F_{g3} \cdot y_3 \cdot \sin \alpha_s + m_s \cdot g \cdot x_5 \cdot \cos \alpha_s - m_s \cdot g \cdot y_1 \cdot \sin \alpha_s = 0$$

(7.5)

$$F_z = \frac{15\,735 \cdot 2800 \cdot \cos 4 - 15\,735 \cdot 412 \cdot \sin 4 + 8299 \cdot 9155 \cdot \cos 4 - 8299 \cdot 412 \cdot \sin 4}{636} + \frac{7770 \cdot 13900 \cdot \cos 4 - 7770 \cdot 412 \cdot \sin 4 + 1200 \cdot 9,81 \cdot 16400 - 1200 \cdot 9,81 \cdot 412 \cdot \sin 4}{636}$$

$$F_z = 654\,593 \text{ [N]}$$

Průměr pístu zvedacího hydromotoru:

Z vypočtené síly F_z (7.5) je navržen potřebný průměr pístu (7.6) pro hydromotor. Ve vzorci (7.6) je zohledněno použití dvou hydromotorů $i=2$ [-].

$$D_{pz} = \sqrt{\frac{\frac{F_z}{i} \cdot 4}{\pi \cdot p}}$$

(7.6)

$$D_{pz} = \sqrt{\frac{\frac{654\,593}{2} \cdot 4}{\pi \cdot 30}} = 118 \text{ [mm]}$$

S ohledem na možné působení vnějších vlivů ovlivňujících bezpečnost, jako je např. rozkyv břemene, působení větru a další dynamické vlivy, je zvolen průměr $D_z = 170 \text{ [mm]}$. Hydromotor je nutné nechat vyrobit na zakázku, např. u firmy Charvát Group s.r.o. (11)

Zvolené parametry přímočarého hydromotoru:

Průměr pístu:	D_v	=	170	[mm]
Průměr pístnice:	d_v	=	110	[mm]
Pracovní rozsah:	L_{pz}	=	1350	[mm]
Typ:	dvoučinný			

8 Návrh řetězů

8.1 Návrh výsuvného řetězu

Vysouvání třetího dílu výložníku zajišťuje Fleyerův řetěz. Je složen ze soustav čepů a destiček, které nemají mezery pro zuby řetězového kola, tím pádem je nelze použít jako řetězy hnací. Výhodou je schopnost přenášet daleko větší síly než u obvyklých druhů řetězů a nižší rozměrové požadavky na kladky, přes které je veden. Protože je řetěz veden přes kladku umístěnou na konci obráceného přímočarého hydromotoru, má dva nosné průřezy. To znamená, že bude zatěžován pouze poloviční silou při vysouvání.

Z vypočtené síly F_{R1} (6.18) vypočteme maximální tažnou sílu řetězu.

$$F_{řvmax} = \frac{F_{R1}}{2} \cdot k_{ř} \quad (8.1)$$

$$F_{řvmax} = \frac{306\,048}{2} \cdot 2,2 = 367\,258 \text{ [N]}$$

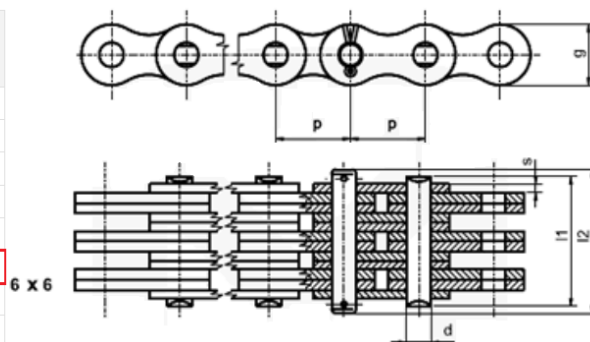
$k_{ř}$ – bezpečnostní koeficient řetězu

Z vypočtené síly $F_{řvmax}$ je vybrán Fleyerův řetěz s nejbližší vyšší minimální silou pro přetržení F_{Bmin} .

$$F_{řvmax} < F_{Bmin} \quad (8.2)$$

$$367\,258 < 510\,000$$

Tovární číslo	p - mm	KD	d max mm	g max mm	s - mm	l max mm	F _B min kN	Q - kg/m
LL 2022	31,75	2 2	10,19	26,00	3,5	20,10	95,0	2,3
LL 2044	31,75	4 4	10,19	26,00	3,5	35,10	190,0	4,4
LL 2066	31,75	6 6	10,19	26,00	3,5	50,10	285,0	6,6
LL 2422	38,10	2 2	14,63	33,00	5,0	28,40	170,0	4,4
LL 2444	38,10	4 4	14,63	33,00	5,0	49,40	340,0	8,5
LL 2466	38,10	6 6	14,63	33,00	5,0	70,40	510,0	12,5
LL 2822	44,45	2 2	15,90	36,60	6,0	34,00	200,0	5,4
LL 2844	44,45	4 4	15,90	36,60	6,0	34,00	400,0	10,5



Obr. 22 Tabulka Fleyerových řetězů řady LL a jejich schéma (13)

Z nabídky firmy Moraviann Chains je zvolen Fleyerův řetěz LL 2466 dle DIN 8152 s minimální silou nutnou pro přetržení $F_{Bmin} = 510$ [kN].

8.2 Návrh vratného řetězu

Stejně jako v předchozím případě bude z konstrukčních důvodů použit Fleyerův řetěz, zde je především velice výhodná nízká zástavbová velikost kladky. Protože bude řetěz překonávat pouze odpory vzniklé třením na kluzných kamenech, bude jeho velikost menší. Řetěz má dva nosné průřezy, je upevněný na první a třetí díl, převáděcí kladka je umístěna na dílu druhém. V tomto výpočtu ale naopak vycházíme ze síly vyvozené tlakem hydraulického oleje na plochu mezikruží hydromotoru při zasouvání.

$$F_{řz} = p \cdot \frac{(D_v^2 - d_v^2) \cdot \pi}{8} \cdot k_{ř} \quad (8.3)$$

$$F_{řz} = 30 \cdot \frac{(120^2 - 96^2) \cdot \pi}{8} \cdot 2,2 = 134\,360 \text{ [N]}$$

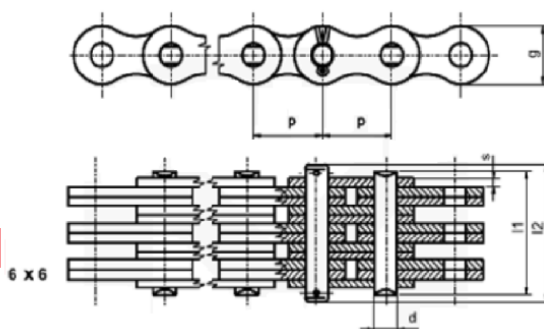
D_v – průměr pístu přímočarého hydromotoru
 d_v – průměr pístnice přímočarého hydromotoru

Z vypočtené síly $F_{řz}$ je vybrán Fleyerův řetěz s nejbližší vyšší minimální silou pro přetržení F_{Bmin} .

$$F_{řz} < F_{Bmin} \quad (8.4)$$

$$134\,360 < 190\,800$$

Tovární číslo	p - mm	KD	d max mm	g max mm	s - mm	l max mm	F_B min kN	Q - kg/m
LH 1066 (BL566)	15,875	6 6	5,94	15,08	2,40	32,60	102,00	2,64
LH 1222 (BL622)	19,05	2 2	7,94	18,11	3,30	17,34	63,60	1,45
LH 1223 (BL623)	19,05	2 3	7,94	18,11	3,30	20,73	63,60	1,80
LH 1244 (BL644)	19,05	4 4	7,94	18,11	3,30	30,78	120,90	2,90
LH 1266 (BL666)	19,05	6 6	7,94	18,11	3,30	37,49	190,80	4,30
LH 1622 (BL822)	25,40	2 2	9,48	24,10	4,00	21,30	84,50	2,40

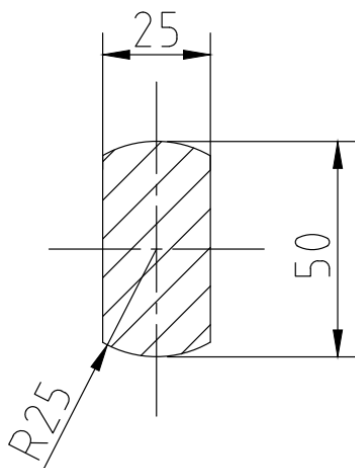


Obr. 23 Tabulka Fleyerových řetězů řady LH a jejich schéma (13)

Z nabídky firmy Moraviann Chains je zvolen Fleyerův řetěz LH 1266 dle DIN 8152 s minimální silou nutnou pro přetržení $F_{Bmin} = 190,8$ [kN].

9 Návrh tažné tyče

Tažná tyč je kontrolována v místě nejmenšího průřezu. Plocha $S_t=1196$ [mm] je odečtena z programu Autocad Mechanical. Tyč je stejně jako řetěz namáhána polovinou síly F_{R1} . Rozměry tyče jsou navrženy tak, aby bylo možné vhodně napojit tažný řetěz výložníku pro vysouvání. Materiál je ocel 11 600 s mezí kluzu $R_{et} = 295$ [MPa]. (14)



Obr. 24 Průřez tažnou tyčí

Napět'ová podmínka:

$$\sigma_t \geq \sigma_{DT} \quad (9.1)$$

Dosazením veličin do (9.1) je vyjádřen koeficient bezpečnosti tyče k_t (9.2)

$$\frac{F_{R1}}{2 \cdot S_t} = \frac{R_{et}}{k_t}$$

Bezpečnostní koeficient tyče:

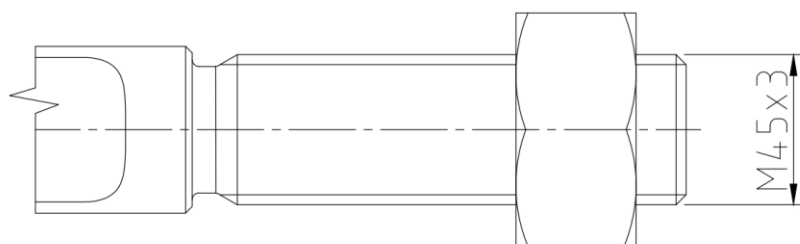
$$k_t = \frac{2 \cdot S_t \cdot R_e}{F_{R1}} \quad (9.2)$$

$$k_t = \frac{2 \cdot 1196 \cdot 295}{306\,048} = 2,31 [-]$$

- S_t – plocha průřezu tažné tyče
 R_{et} – minimální mez kluzu tažné tyče

Navržená tyč vyhovuje s bezpečností $k_t = 2,31$ [-]

Kontrola napínacího závitu



Obr. 25 Napínání tažné tyče

Šířka nosné části závitu:

$$H_{z1} = \frac{d_z - D_{z1}}{2} \quad (9.3)$$

$$H_{z1} = \frac{45 - 41,752}{2} = 1,624 \text{ [mm]}$$

- d_z – vnější průměr závitu šroubu
 D_{z1} – průměr jádra šroubu

Počet závitů v matici:

$$z = \frac{m_m}{P_r} \quad (9.4)$$

$$z = \frac{36}{3} = 12$$

m_m – výška matice

P_r – rozteč závitů

Otlačení závitů:

$$p_z = \frac{\frac{F_{R1}}{2}}{\pi \cdot d_{z2} \cdot H_{z2} \cdot z} \quad (9.5)$$

$$p_z = \frac{\frac{306\,048}{2}}{\pi \cdot 43,051 \cdot 1,624 \cdot 12} = 58 \text{ [MPa]}$$

Volím $p_{dz} = 90 \text{ [MPa]}$ dle (14).

$$p_z \leq p_{dz} \quad (9.6)$$

$$58 < 90$$

Tlak v závitě p_z je menší než dovolené otlačení v závitě p_{dz} , napínací šroub vyhovuje.

10 Kontrola čepů v uložení výložníku

10.1 Čepy namáhané při zvedání výložníku

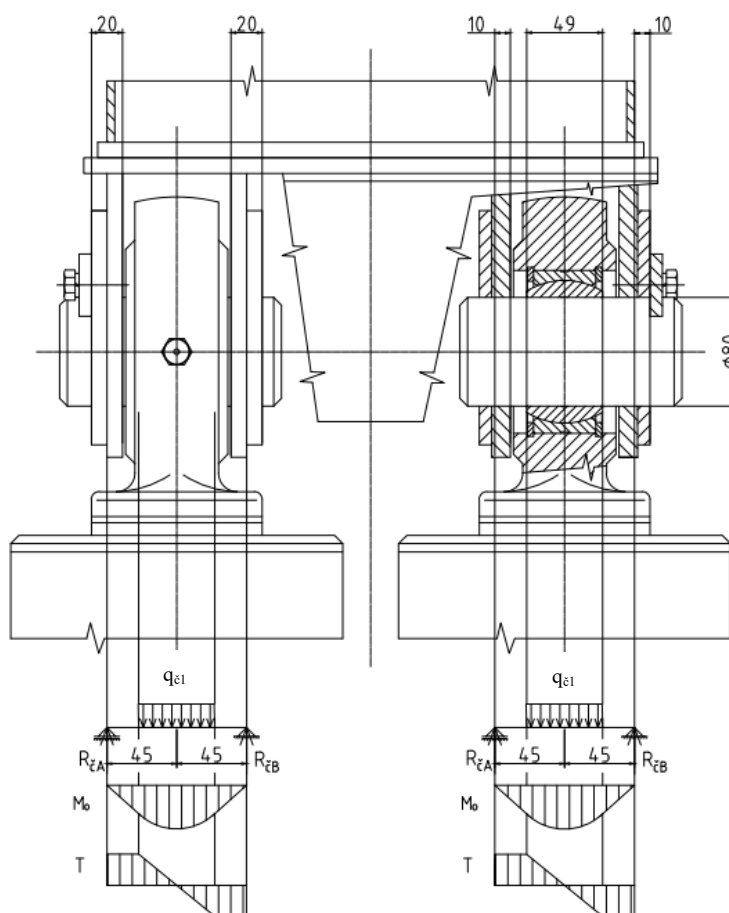
Vzhledem k použití dvou přímočarých hydromotorů se síla F_z rozděluje také do dvou čepů. Protože je čep z jedné strany jištěn příložkou proti pohybu a z druhé je volný, lze jej počítat jako nosník staticky určitý. Čepy jsou namáhány ohybovým napětím přímo ve středu čepu a dále kombinací ohybového a smykového napětí. Proto je třeba kontrolovat čepy v těchto dvou místech.

Materiál 11 700

$R_e = 345 \text{ MPa (14)}$

Průměr čepu

$D_{\text{č}} = 80 \text{ mm}$



Obr. 26 Schéma čepů namáhaných při sklápění

Výpočet reakcí:

$$R_{\check{c}A} = R_{\check{c}B} = \frac{F_z}{2} \quad (10.1)$$

$$R_{\check{c}A} = R_{\check{c}B} = \frac{654\,593}{4} = 163\,648 \text{ [N]}$$

Spojité zatížení od pouzdra přímočarého hydromotoru:

$$q_{\check{c}1} = \frac{F_z}{2 \cdot L_{\check{c}}} \quad (10.2)$$

$$q_{\check{c}1} = \frac{654\,593}{2 \cdot 49} = 6\,680 \text{ [N]}$$

Průřezový modul v ohybu čepu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^3}{32} \quad (10.3)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,265 \text{ [mm}^3\text{]}$$

10.1.1 Kontrola na ohyb

Maximální ohybový moment čepu:

$$M_{omax} = q_{\check{c}1} \cdot L_{\check{c}} \cdot 45 \quad (10.4)$$

$$M_{omax} = 6\,680 \cdot 49 \cdot 45 = 14\,729\,400 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Ohybové napětí v čepu:

$$\sigma_{\check{c}1} = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad (10.5)$$

$$\sigma_{\check{c}1} = \frac{14\,729\,400}{50\,265} = 293 \text{ [MPa]}$$

Koeficient bezpečnosti čepu:

$$k_{\check{c}1} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{c}1}} \quad (10.6)$$

$$k_{\check{c}1} = \frac{345}{284} = 1,18 [-]$$

Bezpečnost $k_{\check{c}1}$ je vyhovující, ve výpočtu nejsou totiž zahrnuty faktory zvyšující bezpečnost, jako například uložení čepu v kyvném oku přímočarého hydromotoru, které částečně brání ohybu samotného čepu. Dále se také budou čepy cementovat a následně kalit, tím se zvýší jejich mez kluzu a odolnost proti otěru.

10.1.2 Kontrola na ohyb a smyk

Ohybový moment v místě stříhu:

$$M_{o2} = R_{\check{c}A} \cdot 20 \quad (10.7)$$

$$M_{o\check{c}2} = 163\,648 \cdot 20 = 3\,272\,960 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Ohybové napětí v místě stříhu:

$$\sigma_{\check{c}2} = \frac{M_{o\check{c}2}}{W_o} \quad (10.8)$$

$$\sigma_{\check{c}2} = \frac{3\,272\,960}{50\,265} = 65 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí:

$$\tau_{\check{c}2} = \frac{\frac{F_z}{2}}{S} = \frac{\frac{F_z}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^2}{4}} \quad (10.9)$$

$$\tau_{\check{c}2} = \frac{327\,297}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4}} = 33 \text{ [MPa]}$$

S – plocha čepu

Redukované namáhání dle HMM:

$$\sigma_{red\check{c}2}^{HMH} = \sqrt{\sigma_{\check{c}2}^2 + 3 \cdot \tau_{\check{c}2}^2} \quad (10.10)$$

$$\sigma_{red\check{c}2}^{HMH} = \sqrt{65^2 + 3 \cdot 33^2} = 87 \text{ [MPa]}$$

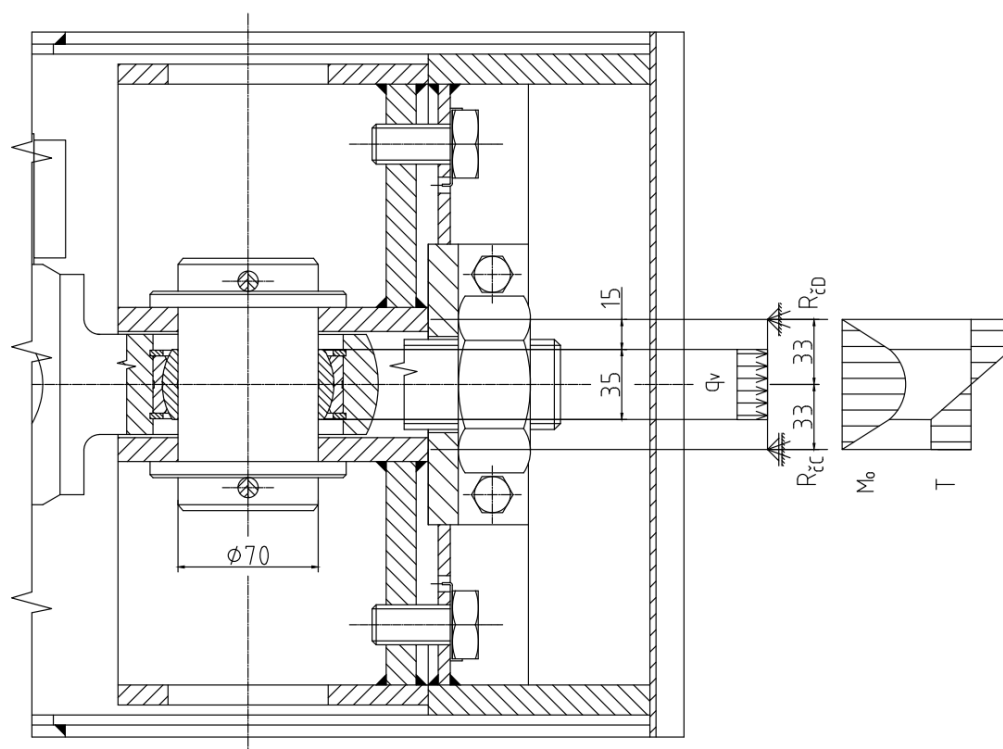
Koeficient bezpečnosti:

$$k_{\check{c}2} = \frac{R_e}{\sigma_{red\check{c}2}^{HMH}} \quad (10.11)$$

$$k_{\check{c}2} = \frac{345}{87} = 3,97 [-]$$

Navržený čep vyhovuje.

10.2 Čep namáhaný při vysouvání výložníku



Obr. 27 Schéma čepu namáhaného při vysouvání

Výpočet reakcí:

$$R_{\check{c}C} = R_{\check{c}D} = \frac{F_{R1}}{2} \quad (10.12)$$

$$R_{\check{c}C} = R_{\check{c}D} = \frac{306\,048}{2} = 153\,024 \text{ [N]}$$

Spojité zatížení:

$$q_v = \frac{F_{R1}}{L_{\check{c}v}} \quad (10.13)$$

$$q = \frac{306\,048}{35} = 8\,744 \text{ [N]}$$

Průřezový modul v ohybu čepu:

$$W_{ov} = \frac{\pi \cdot D_{\check{c}v}^3}{32} \quad (10.14)$$

$$W_{ov} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} = 33\,674 \text{ [N]}$$

10.2.1 Kontrola na ohyb

Maximální ohybový moment:

Působení osově síly na čep je ve vzdálenosti 33 [mm] od reakce, viz Obr. 27

$$M_{ovmax} = q_v \cdot L_{\check{c}v} \cdot 33 \quad (10.15)$$

$$M_{ovmax} = 8\,744 \cdot 35 \cdot 33 = 10\,099\,320 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{\check{c}3} = \frac{M_{ovmax}}{W_{ov}} \quad (10.16)$$

$$\sigma_{\check{c}v3} = \frac{10\,099\,320}{33\,674} = 299 \text{ [MPa]}$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_{\check{c}1} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{c}v3}} \quad (10.17)$$

$$k_{\check{c}1} = \frac{345}{299} = 1,15 \text{ [-]}$$

Stejně jako v předchozím případě bude reálná bezpečnost vyšší díky uložení čepu v kyvném oku přímočarého hydromotoru, cementování a následnému kalení čepu. Koeficient bezpečnosti je vyhovující.

10.2.2 Kontrola na ohyb a smyk

Ohybový moment v místě stříhu:

$$M_{ov2} = R_{\check{c}C} \cdot 15 \quad (10.18)$$

$$M_{o\check{c}2} = 306\,048 \cdot 15 = 4\,590\,720 \text{ [Nmm]}$$

Ohybové napětí v místě stříhu:

$$\sigma_{\check{c}4} = \frac{M_{o\check{c}v2}}{W_{ov}} \quad (10.19)$$

$$\sigma_{\check{c}4} = \frac{4\,590\,720}{33\,674} = 136 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí:

$$\tau_{\check{c}v2} = \frac{F_{R1}}{S} = \frac{F_{R1}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\check{c}v}^2}{4}} \quad (10.20)$$

$$\tau_{\check{c}v2} = \frac{316\,664}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 70^2}{4}} = 41 \text{ [MPa]}$$

Redukované namáhání dle HMM:

$$\sigma_{red\check{c}v2}^{HMH} = \sqrt{\sigma_{\check{c}4}^2 + 3 \cdot \tau_{\check{c}v2}^2} \quad (10.21)$$

$$\sigma_{red\check{c}v2}^{HMH} = \sqrt{136^2 + 3 \cdot 41^2} = 153 \text{ [MPa]}$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_{\check{v}2} = \frac{R_e}{\sigma_{red \check{v}2}^{HMH}} \quad (10.22)$$

$$k_{\check{v}2} = \frac{345}{153} = 2,20 [-]$$

Navržený čep vyhovuje.

11 Závěr

Diplomová práce byla zaměřena na návrh a konstrukční řešení teleskopického výložníku automobilového jeřábu.

V úvodní části práce byla vypracována rešerše teleskopických výložníků, především se zaměřením na počet výsuvných dílů a popisem možných funkcí jejich ovládání výsuvu. Dalším krokem bylo určení nejvhodnějšího principu funkce pro splnění požadavků diplomové práce, především s ohledem na spolehlivost a nízkou náročností na údržbu.

V další části byly provedeny pevnostní výpočty lana dle platných norem, jelikož se jedná o vyhrazená zdvihací zařízení. Pro zajištění výsuvného pohybu byl navržen přímočarý hydromotor, tažná tyč, výsuvný a vratný řetěz. Sklápěcí mechanismus byl optimalizován s ohledem na vysokou bezpečnost pomocí dvou přímočarých hydromotorů. Čepy zajišťující jak výsuvný, tak sklápěcí pohyb teleskopického výložníku byly zkontrolovány taktéž.

Na závěr byla zhotovena výkresová dokumentace, obsahující sestavný výkres a výkres jednoho dílu teleskopického výložníku.

Poděkování:

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Leopoldovi Hrabovskému, Ph.D. za věcné rady, podnětné připomínky a ochotu při vedení této diplomové práce. V neposlední řadě také děkuji své rodině za podporu při studiu, bez které by ani tato práce nemohla vzniknout.

Seznam použité literatury

1. ČSN ISO 4306-1. *Jeřáby - Slovník - Část 1: Všeobecně*. Praha: Český normalizační institut, 2010.
2. Terex. terex.com. [Online] MarkMonitor Inc. [Citace: 14. 03 2019.] <https://www.terex.com/cranes/en/product/rough-terrain/rt-90>.
3. Dienel, Hans-Liudger a Meighörner, Wolfgang. *Der Tretradkran (Technikgeschichte, Modelle und Rekonstruktionen)*. München : Deutsches Museum, 1995. 3924183333.
4. Ehingen, Liebherr-Werk. *Teleskopausleger. DE000029713297U1* DE, 25. 07 1997.
5. Schoonmaker, Stephen J. *Crane With Rotary Locking Mechanism. US20170305727* Chambersburg, PA, USA, 25. 04 2017.
6. Technologie. *Pragotechnik mobile cranes*. [Online] Gransy, 12. 10 1999. [Citace: 14. 03 2019.] <https://www.pragotechnik.cz/technologie/twin-lock/>.
7. Jiří Pavliska, Leopold Hrabovský. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava : autor neznámý, 2004. 80-248-0537-5.
8. ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby. Výběr ocelových lan*. Praha: Český normalizační institut, 2004.
9. lana.cz. [Online] ACTIVE 24, s.r.o, 01. 12 1998. [Citace: 22. 03 2019.] <https://www.lana.cz/katalog/produkt/konstrukce-6x36-ws-iwrc-en-12385-4-211149>.
10. ČSN EN 12385-4+A1. *Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - Část 4*. Praha: Český normalizační institut, 2009.
11. Charvát Group, s.r.o. [Online] REG-ACTIVE24 ACTIVE 24, s.r.o., 08. 09 1998. [Citace: 13. 05 2019.] <https://www.charvat-chs.cz/produkty/hydraulicke-valce/>.
12. ckd-jeraby.cz. [Online] REG-INTERNET-CZ, a.s., 1999. 10 01. [Citace: 13. 05 2019.] <https://www.ckd-jeraby.cz/rada-ad-20>.
13. mch-retezy.cz. [Online] Gransy s.r.o., 09. 04 2010. [Citace: 30. 04 2019.] <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/>.
14. Jan Leinveber, Pavel Vávra. *Strojnické tabulky. Úvaly* : Albra, 2008. 978-80-7361-051-7.

15. Coulton, J. J. *Lifting in Early Greek Architecture*. místo neznámé : The Society for the Promotion of Hellenic Studies, 1974. Sv. 94, 1-19.
16. Sennebogen. sennebogen.com. [Online] 19. 04 1999. [Citace: 14. 03 2019.]
<https://www.sennebogen.com/en/news-press/press-releases/article/300-t-duty-cycle-crawler-crane-from-sennebogen.html>.
17. Jeřábek, Karel. *Stroje a zařízení pro manipulaci*. Praha : ČVUT, 1989.

Seznam obrázků

Obr. 1 Terénní jeřáb Terex RT-90 (2).....	14
Obr. 2 Princip funkce jeřábu Tripastos a Pentastos (3).....	16
Obr. 3 Pásový jeřáb SENNEBOGEN 6300 HD Crawler (16).....	16
Obr. 4 Výložník s přímočarým hydromotorem.....	17
Obr. 5 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory	18
Obr. 6 Výložník s dvojčinným přímočarým teleskopickým hydromotore	18
Obr. 7 Výložník s jedním přímočarým hydromotorem a jednoduchou kladkou	19
Obr. 8 Výložník se třemi přímočarými hydromotory	19
Obr. 9 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory a jednoduchou kladkou.....	20
Obr. 10 Výložník s jedním přímočarým hydromotorem a dvojitou kladkou.....	20
Obr. 11 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory a dvojitou kladkou	21
Obr. 12 Výložník se dvěma přímočarými hydromotory, z toho jeden teleskopický s aretační funkcí.....	21
Obr. 13 Uzamykací systém výložníku Twin-Lock firmy Manitowoc Cranes (6)	22
Obr. 14 Schéma funkce navrženého výložníku.....	23
Obr. 15 Schéma kladkostroje	24
Obr. 16 Průřez lanem Warrington-Seal (9)	26
Obr. 17 Působící síly v teleskopickém výložníku.....	28
Obr. 18 Působící síly v třetím dílu výložníku	29
Obr. 19 Působící síly v druhém dílu výložníku	31
Obr. 20 Geometrie sklápěcího mechanismu	35
Obr. 21 Působící síly při sklápění	37
Obr. 22 Tabulka Fleyerových řetězů řady LL a jejich schéma (13)	39
Obr. 23 Tabulka Fleyerových řetězů řady LH a jejich schéma (13).....	40
Obr. 24 Průřez tažnou tyčí	42
Obr. 25 Napínání tažné tyče.....	43
Obr. 26 Schéma čepů namáhaných při sklápění	45
Obr. 27 Schéma čepu namáhaného při vysouvání	49

Přílohy

Název výkresu:

Teleskopický výložník

Druhý díl TV

Číslo výkresu:

TIE0006

TIE0006-2-1

Formát:

A0

A1